

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

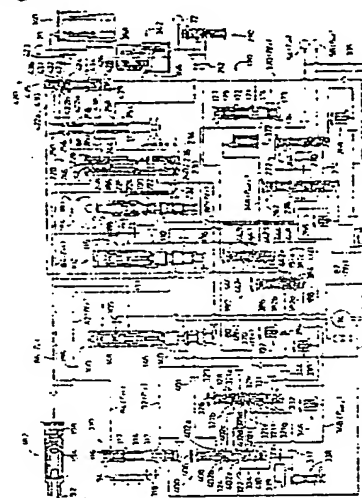
**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problems Mailbox.**

(54) HYDRAULIC CONTROLLER OF AUTOMATIC TRANSMISSION FOR VEHICLE

(11) 3-69859 (A) (43) 26.3.1991 (19) JP
 (21) Appl. No. 64-206087 (22) 9.8.1989
 (71) TOYOTA MOTOR CORP (72) NOBUYUKI KATO(3)
 (51) Int. Cl.⁵ F16H61/16, F16H37/02

PURPOSE: To use signal pressure generated for preventing retreat for other purposes while a shift operating member is not active, by providing a retreat preventing valve for switching over to a preventing position for preventing formation of a reverse gear when signal pressure and hydraulic pressure for formation of the reverse gear are simultaneously supplied.

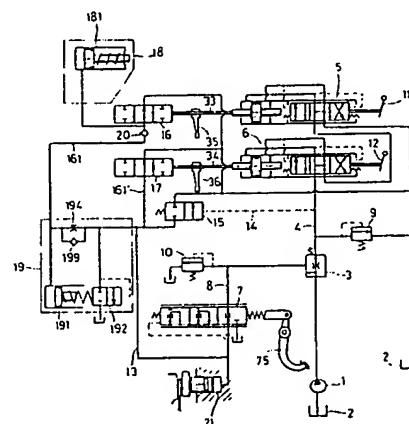
CONSTITUTION: A retreat preventing valve 420 can be switched over to a preventing position for preventing formation of a reverse gear while signal pressure and hydraulic pressure for formation of the reverse gear are simultaneously supplied thereby permitting the signal pressure to be used for other purposes. Therefore a common signal pressure generating means 392 can be used for a plurality of controlling purposes thereby simplifying a hydraulic circuit. Even if a failure occurs to the signal pressure generating means 392 to generate the signal pressure when formation of the reverse gear stage is not to be prevented, the retreat preventing valve 420 can not be positioned at preventing position for preventing the formation of the reverse gear unless hydraulic pressure for preventing the formation of the reverse gear is output from a switch valve 250.

**(54) CLUTCH HYDRAULIC DRIVER IN INDUSTRIAL VEHICLE**

(11) 3-69860 (A) (43) 26.3.1991 (19) JP
 (21) Appl. No. 64-204339 (22) 7.8.1989
 (71) TOYOTA AUTOM LOOM WORKS LTD (72) TOSHIYUKI TAKEUCHI(1)
 (51) Int. Cl.⁵ F16H61/28, F16H61/04//F16H63/46

PURPOSE: To disengage a gear with a clutch completely shut by providing in a clutch circuit a gate valve which is usually held at a close position and is opened by operating pressure of a hydraulic actuator, when a gear of a manual transmission is changed, for permitting clutch pressure to escape to a tank.

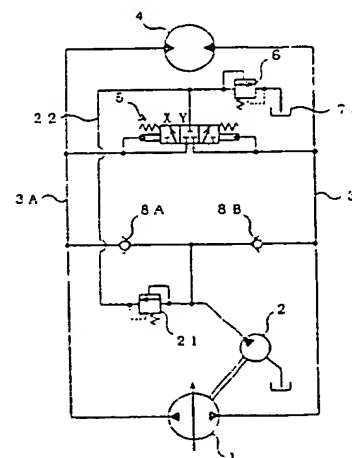
CONSTITUTION: When a gear position of a manual transmission is changed, a gate valve 15 of a clutch circuit 8 is opened by operating pressure generated in a control circuit 4 of a gear changing hydraulic actuator (shift booster for advance and retreat) 5 to permit clutch pressure to escape to a tank 2, so that working pressure of the gate valve 15 is set lower than the operating pressure of the hydraulic actuator 5. Thus operation of shutting the clutch can go ahead of gear positions.

**(54) HYDRAULIC CLOSED CIRCUIT**

(11) 3-69861 (A) (43) 26.3.1991 (19) JP
 (21) Appl. No. 64-207455 (22) 10.8.1989
 (71) HITACHI CONSTR MACH CO LTD (72) MORIO OSHINA(1)
 (51) Int. Cl.⁵ F16H61/40

PURPOSE: To reduce discharge pressure of a charging hydraulic pump lower than conventional for reducing energy loss by providing a pressure control valve for setting maximum discharge pressure of the charging hydraulic pump according to fluctuation in relief pressure of a relief valve.

CONSTITUTION: A pressure control valve 21 is provided for setting maximum discharge pressure of a charging hydraulic pump 2 according to fluctuation in relief pressure of a relief valve 6. Thus the relief pressure of the relief valve 6 is fluctuated by its back pressure so that discharge pressure of the charging hydraulic pump 2 is fluctuated along with the back pressure of the relief valve 6. Therefore differential pressure between the discharge pressure of the relief valve 6 is constant irrespective of the back pressure thereby reducing maximum discharge pressure of the charging hydraulic pump 2.



1: variable capacity hydraulic pump, 3A, 3B: main piping,
 4: hydraulic motor, 5: flushing valve, 6: differential relief
 valve

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A) 平3-69861

⑬ Int. Cl.⁹
F 16 H 61/40

識別記号 庁内整理番号
L 8917-3 J
M 8917-3 J

⑭ 公開 平成3年(1991)3月26日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全4頁)

⑮ 発明の名称 油圧閉回路

⑯ 特 願 平1-207455

⑰ 出 願 平1(1989)8月10日

⑱ 発 明 者 大 科 守 雄 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内

⑲ 発 明 者 國 田 光 夫 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内

⑳ 出 願 人 日立建機株式会社 東京都千代田区大手町2丁目6番2号

㉑ 代 理 人 弁理士 永井 冬紀

明 細 書

1. 発明の名称

油圧閉回路

2. 特許請求の範囲

油圧ポンプと油圧モータとを一对の主管路で閉回路接続し、前記主管路の低圧側の圧油を切換弁および差圧形リリーフ弁を介してタンクに導くとともに、前記リリーフ圧より高い圧力に制御されるチャージ用油圧ポンプの吐出油を前記主管路に補充するようにした油圧閉回路において、

前記リリーフ弁のリリーフ圧の変動に応じて前記チャージ用油圧ポンプの最大吐出圧を設定する圧力制御弁を具備することを特徴とする油圧閉回路。

3. 発明の詳細な説明

A. 産業上の利用分野

本発明は、油圧ポンプと油圧モータとを一对の主管路で閉回路接続した油圧閉回路に関する。

B. 従来の技術

油圧閉回路の従来例を第4図に示す。

第4図において、不図示の原動機により両傾転

形可変容量油圧ポンプ1とチャージ用油圧ポンプ2が駆動される。油圧ポンプ1は一对の主管路3A、3Bにより油圧モータ4と閉回路接続されており、油圧ポンプ1がA方向に圧油を吐出しているとき、主管路3Aが高压管路、主管路3Bが低压管路となる。したがって、フラッシング弁5はX側に切り換わり、低压側の主管路3Bが差圧形の低压リリーフ弁6を介してタンク7aに接続される。このとき、チャージ用油圧ポンプ2の冷たい吐出油がチェック弁8Bを介して低压側主管路3Bに流入し油圧モータ4からの暖められた圧油がタンク7aに逃げてヒートバランスが保たれるとともに、油の汚染防止、リーク油の補充が図られる。また、チャージ用油圧ポンプ2の吐出油により減速時のキャビテーションが防止される。

C. 発明が解決しようとする課題

この従来回路の場合、チャージ用油圧ポンプ2の吐出圧は差圧形の高压リリーフ弁9により設定されるが、この設定圧は次のようにして決定されている。

上述したように、チャージ用油圧ポンプ2が吐

出する圧油を主管路3A、3B内に確実に導入するため、高圧リリーフ弁9のリリーフ圧は低圧リリーフ弁6のリリーフ圧よりも十分高く設定する必要がある。しかし、油圧ポンプ1が中立状態のときには、主管路3A、3Bが両方でフラッシング弁5が図示のように中立位置に切換わっているから高圧リリーフ弁9がリリーフし、リリーフ圧力分だけ油圧ポンプ2は無駄にエネルギーを消費する。したがって、高圧リリーフ弁9の設定圧を十分に高くするのは得策でない。そのため実際には、高圧リリーフ弁9の設定圧を、チャージ用油圧ポンプ2の吐出ポートからチェック弁8B、主管路3Aまたは3Bおよびフラッシング弁5を経て低圧リリーフ弁6までの回路の圧力損失分だけ少なくとも低圧リリーフ弁6より高く設定するのが望ましい。

しかしながら、以下の理由により、両リリーフ弁6、9の間には上記圧力損失以上の圧力差を設定しなければならなかった。

低圧リリーフ弁6は差圧形のリリーフ弁であり、タンク7Aの圧力、すなわちリリーフ弁6の背圧

によってそのリリーフ圧が変動する。通常、低圧リリーフ弁6の出口ポートは油圧モータ4のケーシング内に接続するが、そのケーシング圧力は油圧モータ4の運転状態により変動するから、上記背圧が変動して低圧リリーフ弁6のリリーフ圧も変動してしまう。また、高圧リリーフ弁9の出口ポートも通常は油圧ポンプ1のケーシング(タンク7b)に接続されるため、同様に運転状態によりその背圧が変動してリリーフ圧が変動してしまう。

したがって、このような各リリーフ弁6、9のリリーフ圧の変動を考慮し、あらゆる条件下において、高圧リリーフ弁9で設定されているチャージ用油圧ポンプ2の吐出圧が低圧リリーフ弁6のリリーフ圧よりも一定値以上大きくなるようにし、高圧リリーフ弁9がリリーフして主管路3A、3Bに十分な量の油を導入できない事態を避ける必要がある。

すなわち、チャージ用油圧ポンプ2用の高圧リリーフ弁9の設定圧力はそれ自身の背圧と低圧リ

リーフ弁6の背圧とを考慮して決定する必要がある。高圧リリーフ弁9のリリーフ設定圧は比較的高くなってしまふ。例えば低圧リリーフ弁6の設定値を15 kg/cm²とすると高圧リリーフ弁9の設定値は20 kg/cm²に設定される。そのため、可変容量油圧ポンプ1の中立時のエネルギー損失が大きい。なお、リリーフ弁6、9の出口ポートをホースや配管によりタンクに直接戻す場合でも、やはりそれらの管路損失によりリリーフ弁6、9には背圧がかかり同様な問題が発生する。

本発明の技術的課題は、リリーフ弁の背圧などを考慮せずにチャージ用油圧ポンプの吐出圧を従来よりも低い値に設定することにある。

D. 課題を解決するための手段

一実施例を示す第1図に対応づけて本発明を説明すると、本発明は、油圧ポンプ1と油圧モータ4とを一对の主管路3A、3Bで閉回路接続し、主管路の低圧側の圧油を切換弁5および差圧形リリーフ弁6を介してタンクに導くとともに、このリリーフ圧より高い圧力に制御されるチャージ用

油圧ポンプ2の吐出油を主管路3A、3Bに補充するようにした油圧閉回路に適用される。そして、上記技術的課題は、リリーフ弁6のリリーフ圧の変動に応じてチャージ用油圧ポンプ2の最大吐出圧を設定する圧力制御弁21を具備することにより解決される。

E. 作用

リリーフ弁6のリリーフ圧はその背圧で変動するからチャージ用油圧ポンプ2の吐出圧もリリーフ弁6の背圧に連動して変動する。したがって、チャージ用油圧ポンプ2の吐出圧とリリーフ弁6のリリーフ圧との差圧は上記背圧に関係なく一定となり、チャージ用油圧ポンプ2の最大吐出圧を従来よりも低くできる。

なお、本発明の構成を説明する上記D項およびE項では、本発明を分かり易くするために実施例の図を用いたが、これにより本発明が実施例に限定されるものではない。

F. 実施例

第1図は本発明の一実施例を示す油圧閉回路で

ある。なお、第2図と同様な箇所には同一の符号を付して相違点を中心に説明する。

第1図において、21は、差圧形のリリーフ弁（圧力制御弁）であり、その入口ポートがチャージ用油圧ポンプ2の吐出ポートに接続され、出口ポートが管路22を介してリリーフ弁6の入口ポートに接続されている。その他の構成は第2図と同様である。

チャージ用油圧ポンプ2の吐出圧はリリーフ弁6のリリーフ圧にリリーフ弁21のリリーフ圧を加えた値となるから、リリーフ弁6の背圧が上昇してそのリリーフ圧が上昇するとチャージ用油圧ポンプ2の吐出圧も上昇する。したがって、リリーフ弁21の設定圧を、チャージ用油圧ポンプ2の吐出ポートからチェック弁8B、主管路3Aまたは3Bおよびフラッシング弁5を経て低圧リリーフ弁6までの回路の圧力損失分に設定すれば、リリーフ弁6の背圧が変動してもチャージ用油圧ポンプ2の吐出圧はリリーフ弁6のリリーフ圧よりも常に所定値（上記圧力損失分）だけ高くする

ことができる。

その結果、従来はリリーフ弁6、8の背圧を考慮して、チャージ用油圧ポンプ2の吐出圧が常にリリーフ弁6のリリーフ圧よりも高くなるように比較的高い値に高圧リリーフ弁8（第4図）のリリーフ圧を設定せざるを得なかったが、本実施例では、リリーフ弁6の背圧が変動しても両リリーフ弁6、21の差圧は一定であり、どのような運転条件でも確実にチャージ用油圧ポンプ2の全吐出量を主管路3A、3Bに導入できるとともに、リリーフ弁21のリリーフ圧をリリーフ弁6の背圧の最大値を考慮して比較的高めに設定する必要もなく、中立時のエネルギーロスも少ない。

第2図のように、リリーフ弁21Aのベントポートを低圧リリーフ弁6の入口ポートに接続したり、第3図のように第1図のリリーフ弁21に代えチェック弁21B（圧力制御弁）を油圧ポンプ2の吐出ポートとリリーフ弁6の入口ポートとの間に挿入してもよい。

G. 発明の効果

本発明によれば、チャージ用油圧ポンプ2の吐出圧と低圧リリーフ弁のリリーフ圧との差圧が運転条件にかかわらず一定でありチャージ用油圧ポンプの吐出圧を従来よりも低くすることができ、エネルギーロスが低減される。

4. 図面の簡単な説明

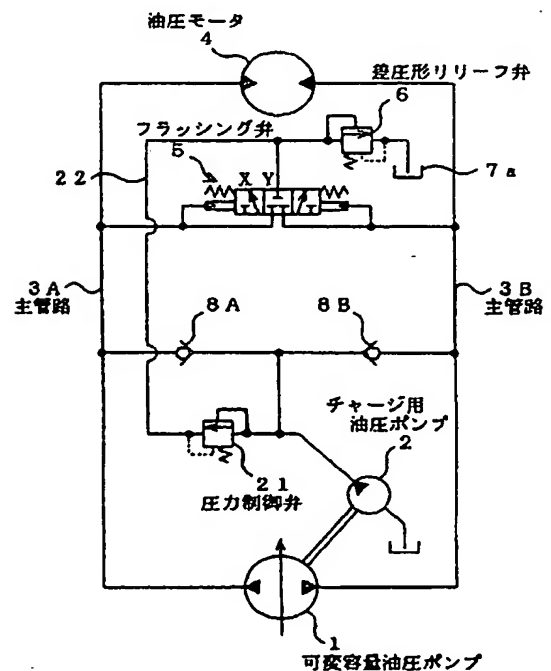
第1図は本発明に係る油圧閉回路を示す回路図、第2図、第3図は2変形例を示す油圧閉回路を示す回路図である。

第4図は従来の油圧閉回路を示す回路図である。

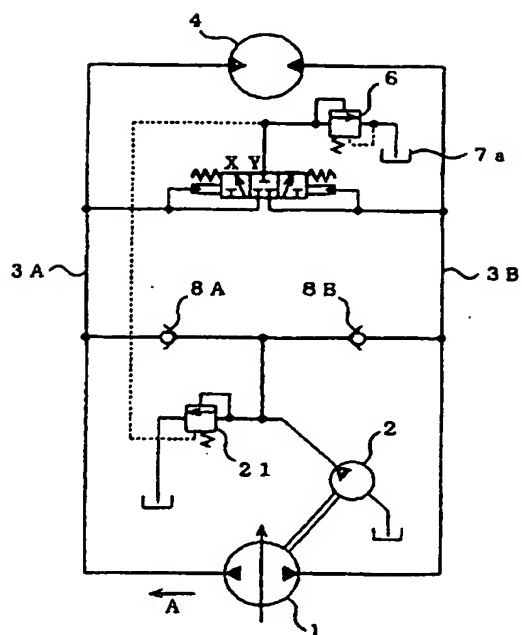
- 1: 可変容量油圧ポンプ 2: チャージ用油圧ポンプ
- 3A, 3B: 主管路 4: 油圧モータ
- 5: フラッシング弁 6: リリーフ弁
- 21, 21A: リリーフ弁
- 21B: チェック弁 22: 管路

特許出願人 日立建機株式会社
代理人弁理士 永井冬紀

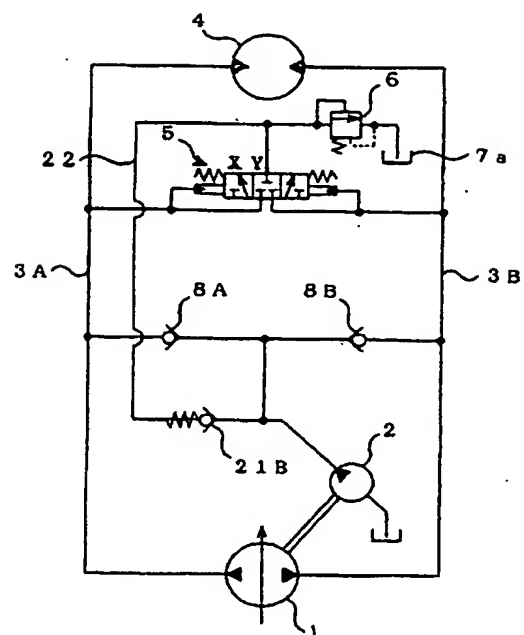
第1図



第2図



第3図



第4図

